

УДК 621.565

Братута Э.Г., Шерстюк В.Г.

**ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДЫ  
НА ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ  
ПРИ КОМПРЕМИРОВАНИИ ГАЗОВ И В ХОЛОДИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ**

Известны две области техники, где компремирование газов является не только распространенным, но и весьма энергоемким теплотехнологическим процессом. К указанным областям относится, с одной стороны, компремирование газов как источника энергии, реализуемой в различного рода технологических процессах, и, с другой – холодильная парокомпрессорная техника.

Расход энергии на привод компрессоров на многих машиностроительных предприятиях достигает 20–30 %, а, к примеру, на некоторых шахтах до 60–70 % общего количества электроэнергии, расходуемой предприятием [1,2]. На крупных предприятиях пищевой промышленности расход электроэнергии на привод компрессоров холодильных машин составляет от 20 до 35 % общего энергопотребления. В связи с этим, оценка возможных эффектов энергосбережения в указанных областях является всегда актуальной.

В настоящей работе рассматривается один из факторов повышения экономичности компрессорных станций, каким является степень охлаждения сжатого газа в промежуточных охладителях за счет подачи циркуляционной воды от систем оборотного водоснабжения. Кроме того, анализируется влияние снижения температуры циркуляционной воды, подаваемой в конденсаторы парокомпрессорных холодильных машин.

С учетом поправки на «неидеальность» политропного процесса сжатия в соответствии с рекомендацией [3], работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа в первой ступени компрессора, равна

$$\ell_1 = \frac{k}{k-1} RT_{1r} (\varepsilon^\sigma - 1), \quad (1)$$

где  $R$  – газовая постоянная,  $T_{1r}$  – начальная температура газа на входе в ступень компрессора,  $k$  – показатель адиабаты,  $\varepsilon = p_2/p_1$ ,  $\sigma = (k-1)/k \cdot \eta_p$ ,  $\eta_p$  – политропный КПД процесса сжатия.

В соответствии с принятыми в компрессоростроении определениями, под недоохлаждением газа понимают разность температур  $\delta t$  между температурой газа на выходе из промежуточного охладителя и температурой охлаждающей воды на входе в него. Таким образом, температура газа на входе в каждую ступень, начиная со второй, равна  $T_r = T_v + \delta t$ .

В связи с потерями давления газа в охладителе, действительное давление на входе в каждую последующую ступень ниже соответствующих давлений в идеальных процессах на величину  $\Delta p$ .

С учетом введенных определений для  $\delta t$  и  $\Delta p$  после некоторых преобразований общую работу, потребляемую  $z$ -ступенчатым компрессором можно представить в виде

$$\ell_k = A [T_{1r} (\varepsilon^\sigma - 1) + BD], \quad (2)$$

где  $A = kR/(k-1)$ ;  $B = T_b + \delta t$ ;

$$D = \left\{ \left[ \left( \frac{\varepsilon}{1 - \Delta p / p_1 \varepsilon} \right)^\sigma - 1 \right] + \dots + \left[ \left( \frac{\varepsilon}{1 - \Delta p / p_1 \varepsilon^{z-1}} \right)^\sigma - 1 \right] \right\}.$$

Таким образом, нами получено уравнение, в котором затрачиваемая в компрессоре работа является непосредственной функцией абсолютной температуры охлаждающей воды  $T_b$ . Помимо этого, уравнение (2) отражает влияние таких факторов, как температура газа  $T_{1r}$  и давление  $p_1$  на входе в компрессор, физическую природу газа (комплекс  $A$ ), степень недоохлаждения газа  $\delta t$ , влияние потерь энергии (через  $\eta_n$ ), степени сжатия  $\varepsilon$  и числа ступеней компрессора  $z$ .

Введем величину  $\xi = (\ell_{k(t+1)} - \ell_{kt}) / \ell_{kt}$ , где  $\ell_{k(t+1)}$  и  $\ell_{kt}$  – работы, затрачиваемые в компрессоре при температуре охлаждающей воды  $T_b+1$  и  $T_b$  соответственно.

Используя (2) и принятые обозначения, можно при  $p_{1r} = 0,1$  МПа и 6000 часах работы компрессора в году определить годовой перерасход (или экономию) электроэнергии  $\Delta E$  при изменении температуры охлаждающей воды на  $1^\circ\text{C}$  в расчете на  $V$  м<sup>3</sup>/мин сжимаемого газа.

$$\Delta E = \xi \frac{V \cdot 10^4}{RT_{1r}} \frac{A[T_{1r}(\varepsilon^\sigma - 1) + BD]}{\eta_n \eta_m \eta_o}. \quad (3)$$

Для полного учета возможной экономии (или перерасхода) электроэнергии в общей энергетической структуре компрессорной станции необходимо учесть и изменение энергозатрат на привод циркуляционных насосов, обеспечивающих подачу циркуляционной воды. В предположении, что вся энергия, потребляемая электродвигателями привода компрессоров, отводится охлаждающей водой, а также передается газу, поступающему в пневматическую сеть, тепловую нагрузку на систему охлаждения можно определить как

$$Q_T = \sum_{i=1}^{i=n} [N_i - M_i C_p (T_k - T_n)], \quad (4)$$

где  $n$  – количество компрессоров, работающих на станции;  $N_i$  – мощность, потребляемая приводом  $i$ -го компрессора;  $M_i$  – массовая секундная производительность компрессора;  $T_k$  и  $T_n$  конечная и начальная температура газа в тракте компрессора;  $C_p$  – изобарная теплоемкость.

В соответствии с [4], вторым членом уравнения (4) можно пренебречь, и тогда объемный секундный расход воды будет

$$W_b = \frac{\sum N_i}{\rho_b C_{pb} (t_{1b} - t_{2b})}. \quad (5)$$

Из (5) видно, что изменение мощность привода компрессора при изменении температуры охлаждающей воды  $(t_{1b} - t_{2b})$  влияет и на расход электроэнергии, связан-

ный с ее перекачиванием. Поэтому с учетом (3) общий перерасход (или экономия) электроэнергии на компрессорной станции при изменении температуры охлаждающей воды на  $1^\circ\text{C}$  будет

$$\Delta E_{\text{кк}} = \xi(E_{\text{к}} - E_{\text{н}}), \quad (6)$$

где  $E_{\text{н}}$  – годовой расход электроэнергии на привод циркуляционного насоса, определяемый из известных соотношений при заданном напоре  $\Delta p_{\text{н}}$  и величине  $W_{\text{в}}$ , найденной из (5).

Рассмотрение основных зависимостей, определяющих в итоге значение  $\Delta E$  в уравнении (6), показывает, что эта величина в общем случае является функцией 18 факторов различной физико-технической природы. Поэтому для обобщенной оценки изменения годового расхода электроэнергии компрессорной станцией, приходящегося на изменении  $t_{1\text{в}}$  на  $1^\circ\text{C}$ , после предварительного ранжирования влияния всех факторов была построена номограмма (рис. 1), в которой искомая величина  $\Delta E$  представлена функцией объемной производительности компрессора  $V$ ,  $\text{м}^3/\text{мин}$ , числа его ступеней  $z$ , конечного давления газа  $p_{\text{кон}}$  и начальной температуры газа  $t_{1\text{г}}$ . Номограмма построена для воздуха.

Далее рассмотрим влияние температуры охлаждающей воды  $t_{\text{в}}$  на эффективность холодильных установок. Актуальность этой части работы обусловлена тем, что, как следует из [5], порядка 85 % общей холодопроизводительности, реализуемой всеми типами холодильных установок, приходится на парокомпрессорные машины. Значительная доля этих машин с холодопроизводительностью от 50 до 500 кВт оборудована кожухотрубными конденсаторами с водяным охлаждением и обратной системой подачи циркуляционной воды. В связи с этим, проанализируем, в какой степени снижение температуры воды  $t_{\text{в}}$ , подаваемой в конденсатор, скажется на экономичности и холодопроизводительности холодильных установок.

Поставленная задача, фактически, сводится к анализу влияния  $t_{\text{в}}$  на температуру конденсации хладагента  $t_{\text{к}}$  после компрессора и далее (при фиксированной температуре кипения в испарителе  $t_{\text{и}}$ ) на указанные основные характеристики простейшего одноступенчатого цикла. В связи с этим, воспользуемся соотношением, приведенным в работе [6], где дается связь между  $t_{\text{к}}$  и  $t_{1\text{в}}$

$$t_{\text{к}} = \frac{t_{2\text{в}} e^{\Delta t/\theta} - t_{1\text{в}}}{e^{\Delta t/\theta} - 1}, \quad (7)$$

где  $t_{1\text{в}}$  и  $t_{2\text{в}}$  – температуры воды на входе и выходе из конденсатора,  $\Delta t = t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}$ ,  $\theta$  – температурный напор в конденсаторе.

По данным [6] можно принять в среднем  $\Delta t = 6^\circ\text{C}$ , а  $\theta$  в пределах от 4 до  $10^\circ\text{C}$ . При рассмотрении упрощенной схемы (отсутствие перегрева пара перед компрессором и переохлаждения перед дросселем) задание  $t_{\text{к}}$  и  $t_{\text{и}}$ , как известно, однозначно определяет все состояния в узловых точках цикла. Это позволяет по известным соотношениям найти удельную холодопроизводительность  $q_{\text{х}}$ , работу сжатия  $\ell_{\text{х}}$  и холодильный коэффициент  $\eta = q_{\text{х}}/\ell_{\text{х}}$ . С помощью (7), указанные характеристики можно вычислить в зависимости от температуры охлаждающей воды  $t_{1\text{в}}$ .

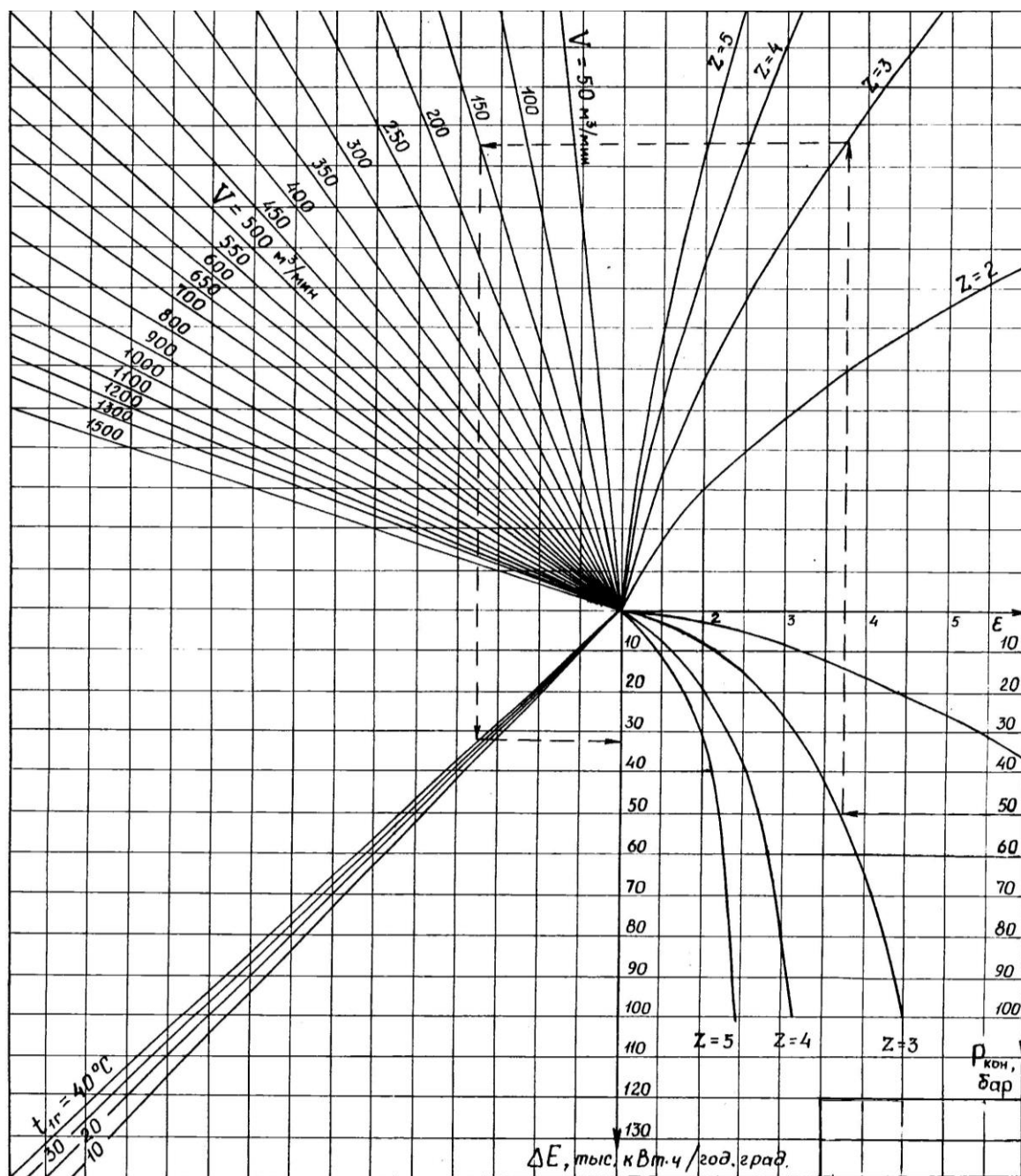


Рисунок 1 – Номограмма для определения экономии энергозатрат при сжатии газа

Определив при заданной холодопроизводительности  $Q_x$  расход рабочего тела  $M_x = Q_x/q_x$ , и вычислив мощность привода компрессора  $N_k = M_x \Delta i$ , стало возможным построить зависимости, показанные на рис. 2. Здесь  $\Delta Q_x / t_{1в}$  отражает убыль (или увеличение) холодопроизводительности, а  $\Delta N / t_{1в}$  – убыль (или увеличение) мощности привода компрессора приходящееся на изменение  $t_{1в}$  на  $1^\circ\text{C}$ .

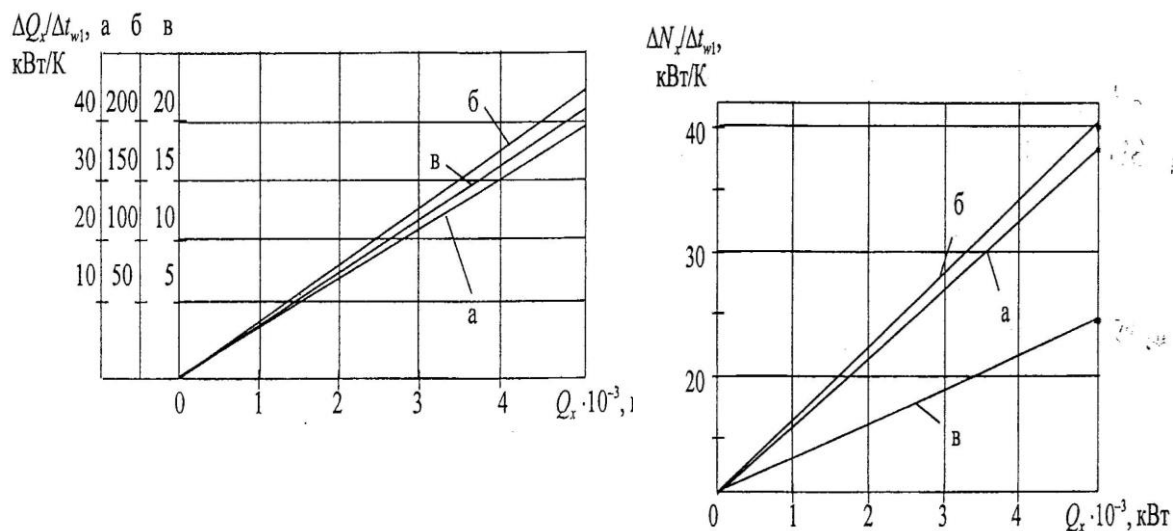


Рисунок 2 – Зависимости  $\Delta Q_x / t_{1в}$  и  $\Delta N / t_{1в}$  для различных хладагентов:  
а) фреон 12, б) углекислота, в) аммиак

Полученные результаты позволили сделать следующие выводы.

1. При компемировании газа и эксплуатации холодильных машин экономия энергии, приходящаяся на каждый градус снижения температуры охлаждающей воды, достаточно существенна и в реальных условиях может составить от 0,85 до 1,35 %.

2. С помощью представленной номограммы можно определить тот экономический эффект, который оправдывает модернизацию действующих охладителей циркуляционной воды.

#### Литература

1. Рыбкин А.И., Закиров Д.Г. Экономия электроэнергии при эксплуатации воздушных компрессорных установок. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 72 с.
2. Вейраух А.Н. Компрессорные станции. – Л.: ЛПИ, 1990. – 84 с.
3. Беляев Н.М. Термодинамика. – Киев: Выща школа, 1987. – 387 с.
4. Системы охлаждения компрессорных установок / Под ред. Я.А.Бермана. – Л.: Машиностроения, 1984. – 246 с.
5. Холодильные машины / Под ред. Н.Н. Кошкина. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 512 с.

УДК 621.565

Братута Е.Г., Шерстюк В.Г.

#### ВПЛИВ TEMПЕРАТУРИ ОХОЛОДЖУЮЧОЇ ВОДИ НА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ КОМПРЕМУВАННІ ГАЗІВ ТА В ХОЛОДИЛЬНІЙ ТЕХНІЦІ

Представлена методика та номограма для визначення економії енергії, яка приходить на один градус зміни температури охолоджуючої води в компресорних та холодильних установках.